

PAT-NO: JP403005674A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 03005674 A

TITLE: REFRIGERANT CIRCUIT

PUBN-DATE: January 11, 1991

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

SHIBAYAMA, MASAYUKI

HARA, TOSHIJI

KENMORI, YOSHIHIKO

TOMINAGA, KATSUMI

IWATA, HIROSHI

NAKAMURA, HIROO

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

HITACHI LTD

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP01137556

APPL-DATE: June 1, 1989

INT-CL (IPC): F25B005/02, F25B005/02

US-CL-CURRENT: 62/498

ABSTRACT:

PURPOSE: To improve efficiencies of an evaporator and a compressor by a method wherein a nozzle part of an ejector is arranged at a suction side of a compressor of a refrigerant circulation system under a heat exchanging relation with it.

CONSTITUTION: Liquid refrigerant R_2 condensed by a condensor by a condensor 2 enters a nozzle part of 3a an ejector 3, its pressure is reduced and expanded at the nozzle part 3a acting as a divergent nozzle from a throat part 13 and then injected. With such an arrangement, the refrigerant passing through the nozzle part 3a becomes wet and can be used at a place showing a variation of equi-enthalpy, resulting in that the refrigerant injected from the nozzle part 3a becomes a low dried state. Refrigerant at the first evaporator 7 may also be used at a place having a low degree of driness and flowed out as a refrigerant of R_5 . The refrigerant may be separated by a gas-liquid separator 8 into a liquid refrigerant R_6 and a gaseous refrigerant R_7 . The gaseous refrigerant R_7 is sucked into a compressor 1. In turn, a pressure of the liquid refrigerant R_6 is reduced by metering device 9 to become a refrigerant of R_9 , flows into the second

evaporator 10 to cool air and the like. The refrigerant is evaporated to become a refrigerant $R_{3\text{b}}$ and it is further sucked into a mixing part 3b of an ejector 3. Accordingly, an amount of refrigerant flowing into the evaporator 10 is increased and a cooling capacity at the evaporator 10 is improved.

COPYRIGHT: (C)1991,JPO&Japio

⑫ 公開特許公報(A) 平3-5674

⑮ Int. Cl.⁵

F 25 B 5/02

識別記号

510 K
A

庁内整理番号

7914-3L
7914-3L

⑬ 公開 平成3年(1991)1月11日

審査請求 未請求 請求項の数 3 (全7頁)

⑭ 発明の名称 冷媒回路

⑯ 特 願 平1-137556

⑰ 出 願 平1(1989)6月1日

⑱ 発 明 者 柴 山 昌 幸 栃木県下都賀郡大平町大字富田800番地 株式会社日立製作所栃木工場内

⑲ 発 明 者 原 利 次 栃木県下都賀郡大平町大字富田800番地 株式会社日立製作所栃木工場内

⑳ 発 明 者 権 守 仁 彦 栃木県下都賀郡大平町大字富田800番地 株式会社日立製作所栃木工場内

㉑ 発 明 者 富 永 克 己 栃木県下都賀郡大平町大字富田800番地 株式会社日立製作所栃木工場内

㉒ 出 願 人 株式会社日立製作所 東京都千代田区神田駿河台4丁目6番地

㉓ 代 理 人 弁理士 高橋 明夫 外1名

最終頁に続く

明 細 書

1. 発明の名称

冷媒回路

2. 特許請求の範囲

1. 少なくとも、圧縮機、凝縮器、エゼクタ、第1蒸発器を接続して構成された冷媒循環系に、一端が絞り装置を介して上記第1蒸発器を有する冷媒循環系に接続され、他端が前記エゼクタの吸引部に接続された第2蒸発器を備えてなる冷媒回路において、上記エゼクタのノズル部を、上記冷媒循環系の圧縮機吸込側に対して熱交換的に配設したことを特徴とする冷媒回路。
2. ノズル部のスロート部より少なくとも下流側を、冷媒循環系の圧縮機吸込側に対して熱交換的に配設したことを特徴とする請求項1記載の冷媒回路。
3. 少なくとも、圧縮機、凝縮器、エゼクタ、第1蒸発器を接続して構成された冷媒循環系に、一端が絞り装置を介して上記第1蒸発器を有する冷媒循環系に接続され、他端が前記エゼクタ

の吸引部に接続された第2蒸発器を備えてなる冷媒回路において、上記エゼクタのノズル部を多段に構成し、これら多段のノズル間、またはエゼクタ混合部、ノズル間のいずれかを、上記冷媒循環系の圧縮機吸込側に対して熱交換的に配設したことを特徴とする冷媒回路。

3. 発明の詳細な説明

〔産業上の利用分野〕

本発明は、冷媒回路に係り、例えば冷凍、冷蔵庫等に用い、特にエゼクタを有する冷媒回路における、圧縮機および蒸発器の効率向上に好適な冷媒回路に関するものである。

〔従来の技術〕

従来の圧縮機、凝縮器、蒸発器を環状に接続した冷媒循環回路(冷媒循環系)においては、蒸発器の能力を向上させる一手段として蒸発器内で蒸発する冷媒の蒸発温度を低くし、被冷却物質との温度差を大きくとることが行なわれている。しかし、このような方法では、前記圧縮機の吸込冷媒圧力が低下するとともに冷媒比体積が増加し、さ

らに圧縮機による圧縮冷媒量が減少するため、冷媒回路の効率が低下するという問題があった。

この改善手段として、従来、例えば第6図ないし第8図に示すように、冷媒循環回路の減圧部にエゼクタを配設し、下流側の未蒸発液冷媒を再循環させ、減圧時のエネルギー損失を回収しながら圧縮冷媒量の低下がない状態で、より低温を得る冷凍サイクルが提案されている。

この種の装置として関連するものには、例えば特公昭55-27665号公報記載の技術が知られている。

[発明が解決しようとする課題]

第6図は、従来の冷媒回路の系統図、第7図は、第6図の冷媒回路のモリエル線図、第8図は、従来のエゼクタの断面図である。

第6、7図を参照して従来の冷媒回路各部における冷媒状態の変化を説明する。図中の R_1 、 R_2 、 \dots 、 R_n はそれぞれの位置における冷媒を示す。

R_1 の状態で圧縮機1に吸込まれた低温低压の冷媒ガスは、圧縮されて R_2 の高温高压ガスとなり、

冷媒 R_2 と混合し、第6、7図に示すように冷媒 R_2 となり吐出口6から吐出される。この冷媒 R_2 は第1蒸発器7に入り、空気等を冷却することによって蒸発し R_2 の気液二相冷媒となって流出する。そして、気液分離器8で液冷媒 R_2 とガス冷媒 R_2 に分離され、ガス冷媒は凝縮器2の出口部と熱交換して圧縮機1に吸込まれる。

一方、気液分離器8で分離された液冷媒 R_2 は、絞り装置9により減圧膨張され R_3 の冷媒となって第2蒸発器10に流入し、空気等を冷却して蒸発し冷媒 R_3 となってエゼクタ14の吸込口5から吸上げられる。したがって、エゼクタ14を使うことにより、第1蒸発器7より低温の第2蒸発器10を実現できるとともに、圧縮機1の吸込冷媒の圧力を第1蒸発器7内の冷媒圧力とできるため、吸込冷媒比体積が小さくなり高効率な運転が可能となるものである。

しかし、この従来技術でエゼクタのノズル部14aに供給される冷媒 R_3 は前述したように過冷却冷媒で完全に液体状態であり、ノズル部14aで

凝縮器2により凝縮され概略 R_2 の状態となる。この冷媒は圧縮機1の吸込側配管との熱交換によりさらに冷却されるが減圧はされずに R_2 とほとんど等圧な過冷却冷媒 R_3 となる。このうち、エゼクタ14のノズル部14a(第8図参照)に入り、このノズル部14aで減圧されて第7図に示すAの冷媒となる。この減圧過程においては、理想的な場合、ノズル部14aによるエネルギー損失は無視できるため、過冷却後の冷媒 R_3 は i_3 で示す等エンタルピ変化後、湿り域においては等エントロピ変化となって冷媒は第7図A点の状態になる。

ここで、凝縮器2の出口部と圧縮機1の吸込側との熱交換部における冷媒の熱収支は、

$$i_3 - i_2 = i_1 - i_4$$

であるが、減圧時における湿り域の等エントロピ変化のため、冷媒Aのエンタルピ i_A は冷媒 R_3 のエンタルピ i_3 よりも小さく、乾き度が低い状態となるものである。

第8図に示すノズル14aから噴出された冷媒Aはエゼクタ14の混合部14bで吸込口5の冷

過冷却冷媒を減圧膨張しても液体状態では等エンタルピ変化のため、第7図のモリエル線図の液相線を過ぎるまでは運動エネルギーに僅かしか変換できず、減圧した冷媒の持つ冷凍能力の一部しか等エントロピ変化をさせることができなかった。

本発明は、上記従来技術における課題を解決するためになされたもので、蒸発器へ流入する液冷媒量を増し、蒸発器における冷媒の持つ冷凍能力を最大限に増大し、蒸発器および圧縮器の効率を向上しうる冷媒回路を提供することを、その目的とするものである。

[課題を解決するための手段]

上記目的を達成するために、本発明に係る冷媒回路の構成は、少なくとも、圧縮機、凝縮器、エゼクタ、第1蒸発器を接続して構成された冷媒循環系に、一端が絞り装置を介して上記第1蒸発器を有する冷媒循環系に接続され、他端が前記エゼクタの吸引部に接続された第2蒸発器を備えてなる冷媒回路において、上記エゼクタのノズル部を、上記冷媒循環系の圧縮機吸込側に対して熱交換的

に配設したものである。

より詳しくは、上記において、ノズル部のスロート部より少なくとも下流側を、冷媒循環系の圧縮機吸込側に対して熱交換的に配設したものである。

なお、付記すると、上記目的は、エゼクタのノズル部を圧縮機の吸込側と熱交換的に配設し、ノズル部で減圧される冷媒が過冷却でない液もしくは湿り状態とすることにより、達成される。

〔作用〕

上記の技術的手段による働きは次のとおりである。

凝縮器を出た液冷媒は、過冷却冷媒とはならず、圧縮機の吸込側と熱交換的に配設されたエゼクタのノズル部で減圧膨張されて噴出される。それによって、ノズル部を通過する冷媒は湿り状態となり、等エントロピー変化を示す個所で使用できるので、ノズルから噴出される冷媒は乾き度の低い状態となり、第1蒸発器での冷媒も乾き度の低い所で使うことができる。

での利用可能な冷媒液量を増加できる。したがって、蒸発器における冷却能力を高めることができる。

〔実施例〕

以下、本発明の各実施例を第1図ないし第5図を参照して説明する。

第1図は、本発明の一実施例に係る冷媒回路の系統図、第2図は、第1図の冷媒回路のモリエル線図、第3図は、第1図のエゼクタのノズル部冷却手段の一例を示す断面図である。

第1図において、1は圧縮機、2は凝縮器、3は、ノズル部3aと混合部3bとからなるエゼクタ、4はエゼクタ入口管、5は、エゼクタの混合部3bに接続される吸込口、6は、エゼクタの混合部から混合冷媒を吐出する吐出口、7は第1蒸発器、8は気液分離器、11は、気液分離器8で分離されたガス冷媒を圧縮機1に導く吸込側配管、12は、圧縮機1と蒸発器2とを結ぶ圧縮機の吐出側配管である。

第1図に示すように、圧縮機1、吐出側配管1

特に、エゼクタのノズル部が、絞り・拡大をもつ、いわゆる末広ノズル（ラバルノズルまたは超音速ノズルとも呼ばれる）のときには、少なくとも、流路断面積が最小となるスロート部より下流を冷却することにより、さらに効果的となる。

すなわち、スロート部より上流では、流れは亜音速であり、圧力が飽和圧力より高く液体状態にあるので、この部分を冷却しても単に液体の温度が下るだけであり、かつ温度が下った分だけ飽和圧力が下りスロート部に至っても発泡せず、膨張エネルギーを発生しないで運動エネルギーが十分に取れ出せない。

これに対し、スロート部より下流側を冷却すると、スロート部上流での液温度が高く飽和圧力が高いので液体はノズル内で圧力低下しつつ早く発泡し膨張エネルギーを早期から取り出すことができる。

また、スロート部下流で発泡して気液二相流となった流れを冷却すると、圧力低下とともに液体が蒸発して液体分量が減るのを防止でき、蒸発器

2、凝縮器2、エゼクタ入口管4、エゼクタ3、吐出口6は、第1蒸発器7、気液分離器8、吸込側配管11が順次連結されて冷媒循環系に係る冷媒循環回路が構成されている。

9は、気液分離器8で分離された液冷媒を導く管路に設けた、例えばキャピラリなどの絞り装置、10は第2蒸発器で、この第2蒸発器10は、一端が絞り装置9を介して前記冷媒循環回路の気液分離器8に接続され、他端がエゼクタ3の吸引部に吸込口5を介して接続されている。

エゼクタ3のノズル部3aは、圧縮機1の吸込側配管11に対して熱交換的に配設されており、その具体的な実施例を第3図に示す。

第3図に示すように、ノズル部3aは、流路断面積が最小に絞られたスロート部13から漸次流路面積が拡大してゆく末広ノズルとなっている。スロート部13より下流側に放熱フィン3fが形成され、このノズル部3aを囲んで熱交換ジャケット3cが装備され、この熱交換ジャケット3cに、吸込側配管11の冷媒入口部3dおよび冷媒

出口部3eが開口して熱交換部が構成されている。ノズル部3aの先端は混合部3b内に開口し、また、この混合部3bに吸込口5が接続されている。

次に、本実施例の冷媒回路の冷媒の流れを第1図、および第2図に示すモリエル線図を参照して説明する。ここで図中の R_1 、 R_2 、 \dots 、 R_i は、それぞれの位置における冷媒状態を示している。

R_1 の状態では圧縮機1に吸込まれた低温低圧のガス冷媒は圧縮されて R_2 の高温高圧の冷媒ガスとなり吐出側配管12を流れ、凝縮器2により凝縮され、液冷媒あるいはそれに近い乾き度をもった R_3 の冷媒となる。

この冷媒 R_3 は、エゼクタ入口管4を介してエゼクタ3のノズル部3aに入り、スロート部13から末広ノズルとなるノズル部3aで減圧膨張されて超音速流となり第2図に示す冷媒Bとなる。すなわち、ノズル部3aの末広部では圧縮機1の吸込側配管11のガス冷媒と熱交換されているため、湿り状態の冷媒がノズル部3aで等エントロピー変化で減圧された状態Bよりも、冷媒Bのエントル

ピは、 $i_g - i_1$ の分だけ小さくなる。しかし、

ピ i_g は、 $i_g - i_1$ の分だけ小さくなる。しかし、ノズル部3aから噴出された冷媒Bは混合部3bで吸込口5の冷媒 R_3 と混合し、冷媒 R_4 となって吐出口6から吐出される。この冷媒 R_4 は、液体リッチの状態では第1蒸発器7に入り、空気等を冷却することによって蒸発する。このとき、冷媒Bの持つエンタルピ i_g が従来より小さいため、第1蒸発器7を流れる冷媒の乾き度が小さい所で使用でき R_5 の冷媒となって流出する。そして、気液分離器8で液冷媒 R_6 とガス冷媒 R_7 に分離され、ガス冷媒は圧縮機1に吸込まれる。一方、気液分離器8で分離された液冷媒 R_6 は、絞り装置9により減圧され R_8 の冷媒となって第2蒸発器10に流入し空気等を冷却して蒸発し冷媒 R_9 となってエゼクタ3の混合部3bに吸込口5を介して吸引される。したがって、気液分離された液冷媒を従来より多量に供給でき、吸込口5を介してエゼクタ3の混合部3bへの吸引能力を増大することが可能となる。これにより、第2蒸発器10へ流れる冷媒量が増大することになるので、第2蒸発器10にお

ける冷却力が向上する。
なお、絞り装置9の絞り量を調整することにより、第2蒸発器10における冷却温度をより下げることが可能である。

以上説明した如く、本実施例によれば、第1蒸発器に入る冷媒の持つエンタルピを小さくできるため、第1蒸発器での吸熱量を従来と同じにしたとするとその後気液分離された液冷媒の絶対量は多くなり、第2蒸発器での冷媒循環量を増大できてより低温が得られ、蒸発器の効率向上を図ることができる。また、圧縮機の吸込冷媒圧力が低下せずに運転できるため、圧縮機の効率も向上できるものである。

なお、本発明は上述の第1図の実施例に限らず、図示しないが、第1蒸発器を分離器の後流側の圧縮機吸込側に設ける構成としても、相応の効果が期待される。

次に、本発明の他の実施例を第4図および第5図を参照して説明する。

第4図は、本発明の他の実施例に係る冷媒回路

の系統図、第5図は、第4図の冷媒回路のモリエル線図である。第4図において第1図と同一符号のものは同等部分であるから、その説明を省略する。

第4図の実施例が、先の第1図の実施例と相違するところは、エゼクタのノズル部を多段（本例では2段）としたものである。すなわち、エゼクタ3Aのノズル部は第1のノズル3a₁と第2のノズル3a₂とからなり、混合部3bに接続している。そして、この2段のノズル3a₁、3a₂間を、圧縮機1の吸込側配管11に対して熱交換的に配設した構成となっている。

このような第4図の冷媒回路における冷媒の流れを第5図に示すモリエル線図を参照して説明する。ここで、図中の R_1 、 R_2 、 \dots 、 R_i はそれぞれの位置における冷媒の状態を示す。

R_1 の状態では圧縮機1に吸込まれた冷媒は圧縮されて高温高圧ガスとなり、凝縮器2により凝縮されて液冷媒あるいはそれに近い乾き度を持った R_3 の冷媒となる。この冷媒 R_3 は、エゼクタ入口

管4を介してエゼクタ3Aに入り、まず第1のノズル3a₁において、断熱膨張の等エントロピー変化を行い、冷媒はR₁₋₁となる。次に圧縮機吸込側との熱交換によって、冷媒はR₂₋₁までエンヒルピが減少する。そのエンタルピーの減少分 $i_{3-1}-i_{2-1}$ は $i_{1-1}-i_1$ に等しい。そして、第2のノズル3a₂によってさらに断熱膨張の等エントロピー変化する。第2のノズル3a₂から噴出された冷媒R₂は、エゼクタ3Aの混合部3bで吸込口5の冷媒R₁と混合し、冷媒R₃となって吐出口6から吐出される。

冷媒R₃は、第1蒸発器7で空気等を冷却しながら蒸発して気液二相の冷媒R₄となり、冷媒R₄は気液分離器8で液冷媒R₅とガス冷媒R₆に分離される。液冷媒R₅は絞り装置9で減圧されR₁₀の冷媒となって第2蒸発器10に流入し、空気等を冷却して蒸発し冷媒R₁₁となってエゼクタ3Aの混合部3bに吸引される。一方、ガス冷媒R₆は吸込側配管11を介してエゼクタ3Aの2段のノズル3a₁、3a₂間と熱交換しR₁₂の状態で圧縮機1に吸込まれる。

冷凍能力が向上するという効果が加わる。

なお、第4図の実施例では、2段のノズル間に圧縮機吸込側との熱交換部を設けた例を説明したが、本発明はこれに限るものではなく、エゼクタ混合部、ノズル間に熱交換部を構成しても相応の効果が期待できる。

〔発明の効果〕

以上詳細に説明したように、本発明によれば、蒸発器へ流入する液冷媒量を増し、蒸発器における冷媒の持つ冷凍能力を最大限に増大し、蒸発器および圧縮機の効率を向上しうる冷媒回路を提供することができる。

4. 図面の簡単な説明

第1図は、本発明の一実施例に係る冷媒回路の系統図、第2図は、第1図の冷媒回路のモリエル線図、第3図は、第1図のエゼクタのノズル部冷却手段の一例を示す断面図、第4図は、本発明の他の実施例に係る冷媒回路の系統図、第5図は、第4図の冷媒回路のモリエル線図、第6図は、従来の冷媒回路の系統図、第7図は、第6図の冷媒

上記のエゼクタ3A部における作用をさらに強調して次に述べる。

凝縮器2を出た飽和液冷媒R₂は、過冷却なしで第1のノズル3a₁で減圧される。それにより冷媒は湿り蒸気域に入り等エントロピーで減圧されR₃₋₁の冷媒となる。減圧されたR₃₋₁の冷媒は圧縮機1の吸込側配管11の低温ガスとの熱交換により乾き度の低い湿り蒸気の冷媒R₄₋₁となる。そして、第2のノズル3a₂により等エントロピー変化でさらに減圧される。多段のノズルはこの動作を繰返すものである。

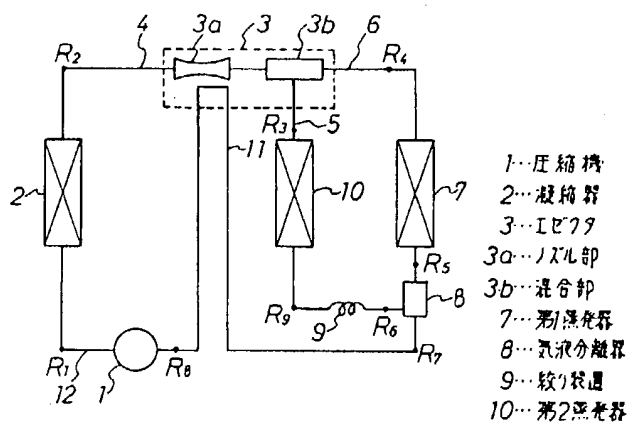
第4図の実施例によれば、多段のノズルを使用することにより、圧縮機吸込側との熱交換が効率よくでき、かつ、減圧を段階に分けて行なうため、無理なく減圧することができ、これらの効果により、気液分離器に流入する冷媒の乾き度はさらに小さいものとなり、液冷媒を容易に得られるようになる。その結果、蒸発器に流入する冷媒は液冷媒となり、蒸発器と液冷媒が接して蒸発が行なわれる内表面積が大きくなり熱交換が良くなって

回路のモリエル線図、第8図は、従来のエゼクタの断面図である。

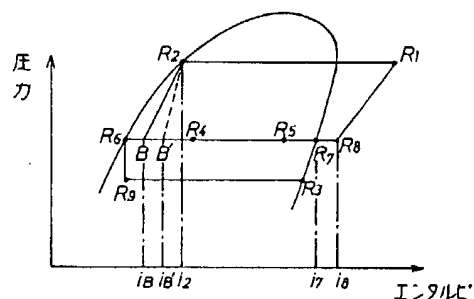
1…圧縮機、2…凝縮器、3、3A…エゼクタ、3a…ノズル部、3a₁…第1のノズル、3a₂…第2のノズル、3b…混合部、7…第1蒸発器、10…第2蒸発器、8…気液分離器、9…絞り装置、11…吸込側配管、13…スロート部。

代理人 井理士 高橋 明夫
(ほか1名)

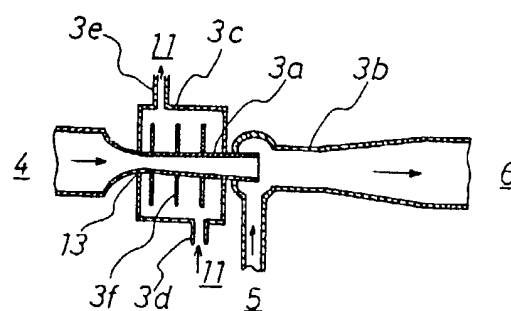
第 1 図



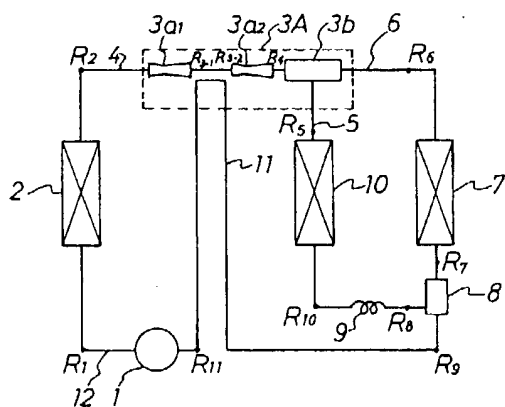
第 2 図



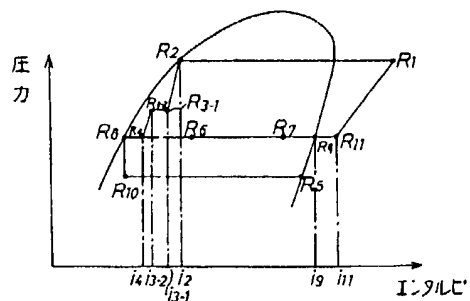
第 3 図



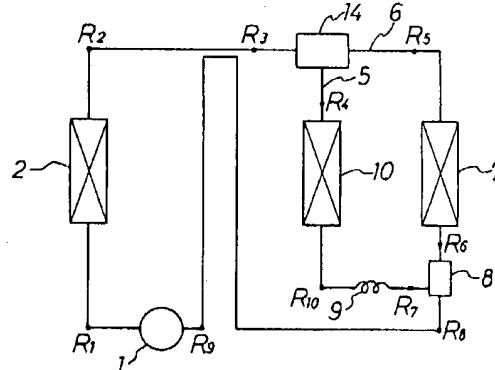
第 4 図



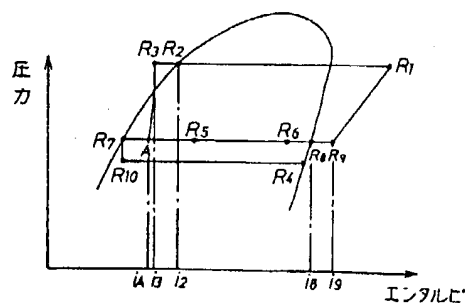
第 5 図



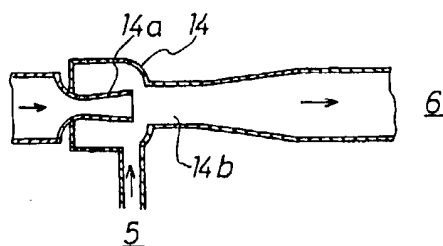
第 6 図



第 7 図



第 8 図



第 1 頁の続き

⑩発 明 者	岩 田	博	茨城県土浦市神立町502番地 株式会社日立製作所機械研 究所内
⑪発 明 者	中 村	啓 夫	茨城県土浦市神立町502番地 株式会社日立製作所機械研 究所内